

特開平11-62639

(43) 公開日 平成11年(1999) 3月5日

(51) Int.Cl.⁶

識別記号

F I

F 0 2 D 13/02

F 0 2 D 13/02

B

H

F 0 1 L 9/04

F 0 1 L 9/04

A

F 0 2 D 23/00

F 0 2 D 23/00

K

23/02

23/02

K

審査請求 未請求 請求項の数8 O L (全 10 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願平9-227975

(22) 出願日

平成9年(1997) 8月25日

(71) 出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(71) 出願人 000232999

株式会社日立カーエンジニアリング

312 茨城県ひたちなか市高場2477番地

(72) 発明者 白石 拓也

茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株

式会社日立製作所日立研究所内

(72) 発明者 大須賀 稔

茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株

式会社日立製作所日立研究所内

(74) 代理人 弁理士 平木 祐輔

最終頁に続く

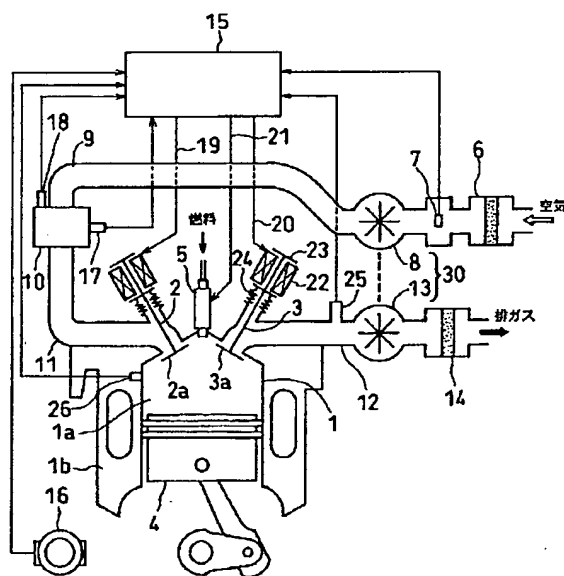
(54) 【発明の名称】 エンジンの制御装置

(57) 【要約】

【課題】

【課題】 排気ガスエネルギーを利用する過給機を備えたエンジンにおいて、該エンジンの回転速度が低下しても、過給機の能力をできるだけ低下させず、かつ、過給量に応じて適正な量の燃料を供給することによって、エンジン性能を向上させるエンジンの制御装置を提供する。

【解決手段】 排気ガスエネルギー利用の過給機、及び、開弁時期を調節可能な吸気バルブと排気バルブを備えたエンジン制御装置において、前記排気バルブが、特定のエンジン運転状態で排出時の排気ガスの速度を高めるべく、開弁時期が制御され、気筒毎のシリンダ充填空気量を算出し、該シリンダ充填空気量に基づき燃料噴射弁からの燃料噴射量を算出すると共に、前記シリンダ充填空気量は、空気量センサで検出した空気量もしくは圧力センサで検出した吸気管圧力に基づき算出され、前記燃料噴射量は、空燃比センサで検出した空燃比に基づき補正されてなる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 排気ガスエネルギー利用の過給機、及び、開弁時期を調節可能な吸気バルブと排気バルブ、を備えたエンジンの制御装置において、

前記排気バルブは、特定のエンジン運転状態での排気ガスの排気速度を高めるべく、エンジンの回転速度に基づき開弁時期が制御されることを特徴とするエンジンの制御装置。

【請求項2】 排気ガスエネルギー利用の過給機、開弁時期を調節可能な吸気バルブと排気バルブ、及び、燃料噴射弁、を備えたエンジンの制御装置において、前記制御装置は、気筒毎のシリンダ充填空気量を算出し、該シリンダ充填空気量に基づき燃料噴射弁からの燃料噴射量を算出すると共に、特定のエンジン運転状態での前記排気バルブからの排気ガスの排気速度を高めるべく、エンジンの回転速度に基づき該排気バルブの開弁時期を制御することを特徴とするエンジンの制御装置。

【請求項3】 前記排気バルブは、エンジンの回転速度が遅い程、開弁時期を遅くするべく制御されることを特徴とする請求項1又は2に記載のエンジンの制御装置。

【請求項4】 前記排気バルブの開弁時期は、燃焼ガス量に基づき補正制御されることを特徴とする請求項1乃至3のいずれか一項に記載のエンジンの制御装置。

【請求項5】 前記排気バルブの開弁時期は、燃焼ガス量が少ない時は、遅らせ、燃焼ガス量が多い時は、早くするべく制御されることを特徴とする請求項4に記載のエンジンの制御装置。

【請求項6】 前記排気バルブの開弁時期は、気筒毎の各空燃比を比較して補正制御することを特徴とする請求項1乃至5のいずれか一項に記載のエンジンの制御装置。

【請求項7】 前記排気バルブの開弁時期は、気筒間の各空燃比を比較して、当該気筒の空燃比が大きい時に早くするべく制御されることを特徴とする請求項6に記載のエンジンの制御装置。

【請求項8】 前記シリンダ充填空気量は、空気量センサで検出した空気量もしくは圧力センサで検出した吸気管圧力に基づき算出され、前記燃料噴射量は、空燃比センサで検出した空燃比に基づき補正されることを特徴とする請求項2乃至7のいずれか一項に記載のエンジンの制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、エンジンの制御装置に係り、特に、吸気弁と排気弁との可変動弁機構と排気ガスエネルギー利用の過給機とを備えて、排気バルブの開弁時期を制御するエンジンの制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来のエンジンにおいては、シリンダ内に空気を強制的に押し込んで、エンジンの出力を向上さ

せる手段として過給機が用いられており、該過給機の駆動源として、排気ガスのエネルギーを利用するターボ過給やコンプレックス過給等が用いられていると共に、エンジンの吸気バルブや排気バルブを可変タイミングで開閉駆動する手段として油圧機構や電磁駆動等が用いられている。

【0003】そして、前記過給機と前記可変タイミング開閉駆動手段を備えた吸気バルブとを組み合わせた直噴式エンジンも提案されている（自動車技術会シンポジウム資料9704号（1997年3月10日、（社）自動車技術会発行）参照）。該提案のエンジンは、いわゆるミラーサイクルエンジンと称呼されているもので、吸気バルブの開弁時期を制御（吸気弁遅閉）して圧縮比（吸気行程容積）を変化させて負荷の制御を行うものである。

【0004】また、過給機を備えた可変バルブタイミングエンジンの他の公知例としては、過給時に吸気温度及び吸気圧が高くなることで、燃焼温度が高くなって排気ガス温度が上昇してしまい、排気系の触媒の能力が低下するのを防ぐために、吸気圧が相対的に高い時、排気弁のバルブタイミングを相対的に遅くすることで、排気ガス温度を低下させる技術（特開昭61-187530号公報参照）がある。

【0005】

【発明が解決しようする課題】ところで、エンジンの排気ガスエネルギーを利用する過給機においては、エンジンの出力が低下（回転数の低下）すると、排気ガスのエネルギー（速度）も低下して、過給機がそのエンジンの吸気に必要な出力を出すことができなくなってしまうという問題が生じ、エンジンのシリンダ内には必要空気量が供給されない状態となる場合があった。

【0006】前記状態を解消すべく、過給機としてエンジン駆動の容積型の圧縮機、あるいは、低速時にタービンの翼の角度を合わせた低速型のターボ過給機等が採用されているが、前者は機械的損失が多く、後者は高速時の背圧の上昇を招き、十分な性能を発揮するまでには至っていない。また、前記提案のミラーサイクルエンジンも、吸気バルブの開弁時期を制御（吸気弁遅閉）したものであるため、エンジンの出力低下（回転速度の低下）時の過給機の出力低下に対処できるものではなかった。

【0007】また、前記排気弁のバルブタイミングを遅くする技術は、排気ガスの温度上昇を防ぐものであって、エンジンの出力低下時に過給機の出力低下を改善したものではなく、前記問題が解消されるものではない。本発明は、前記の如き問題に鑑みてなされたものであって、その目的とするところは、排気ガスエネルギーを利用する過給機を備えたエンジンにおいて、該エンジンの回転速度が低下しても、過給機の能力をできるだけ低下させず、かつ、過給量に応じて適正な量の燃料を供給することによって、エンジン性能を向上させるエンジンの制

御装置を提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】前記目的を達成すべく、本発明のエンジン制御装置は、基本的には、排気ガスエネルギー利用の過給機、及び、開弁時期を調節可能な吸気バルブと排気バルブを備え、前記排気バルブは、特定のエンジン運転状態での排気ガスの排気速度を高めるべく、エンジンの回転速度に基づき開弁時期が制御されることを特徴としている。

【0009】そして、本発明のエンジン制御装置の好ましい具体的な態様としては、前記排気バルブが、エンジンの回転速度が遅い程、開弁時期を遅くするべく制御されることを特徴としている。また、前記排気バルブの開弁時期は、燃焼ガス量に基づき補正制御され、燃焼ガス量が少ない時は、遅らせ、燃焼ガス量が多い時は、早くするべく制御されることを特徴としている。

【0010】更に、前記排気バルブの開弁時期は、気筒毎の各空燃比を比較して補正制御され、かつ、気筒毎の各空燃比を比較して、当該気筒の空燃比が大きい時に早くするべく制御されることを特徴としている。更にまた、本発明のエンジン制御装置は、気筒毎のシリンダ充填空気量を算出し、該シリンダ充填空気量に基づき燃料噴射弁からの燃料噴射量を算出すると共に、前記シリンダ充填空気量は、空気量センサで検出した空気量もしくは圧力センサで検出した吸気管圧力に基づき算出され、前記燃料噴射量は、空燃比センサで検出した空燃比に基づき補正されることを特徴としている。

【0011】前述の如く構成された本発明に係るエンジン制御装置は、排気バルブが特定のエンジン運転状態で排気時の排気ガスの速度を高めるべく、開弁時期が制御されるものであるので、エンジンの低速時には、排気バルブが開いている時間を小さくし（開時期を遅く）して、排気ガスを短時間で排気管に放出することによって、瞬間的に排気管内のガスの流速を高めて、過給機の排気タービンの回転数を上げることで、排気ガスエネルギーを有効に利用して排気タービンの効率を向上させることができる。圧力波型の過給機では、排気ガスの速度を高めることで、動的な圧力を高め、排気ガスのエネルギーを有効に吸入空気に伝達する。これにより、吸入空気の過給量が増大する。

【0012】また、エンジンのシリンダ内の燃焼室圧力（燃焼ガス量）は、エンジンの回転数が同じでも、過給圧力の違いにより、異なる値となるので、エンジン回転数によって設定した排気バルブの開弁時期を前記燃焼室圧力（燃焼ガス量）の変動に基づき補正を行うこととした。即ち、燃焼ガス量が少ない時は、前記基準排気バルブ開弁時期より開弁時期を遅らせ、反対に燃焼ガス量が多いときは、前記基準排気バルブ開弁時期より開弁時期を早く設定することによって、排気管に導かれる排気ガスの速度エネルギーを増加させて、排気タービンを効率

良く回転させることができる。

【0013】更に、本発明のエンジンは、従来のエンジンに比べ、吸入空気量が増大するので、混合気が希薄になる傾向があり、窒素酸化物の排出量の増大が予想されるが、空気量センサー、あるいは、圧力センサー等で過給量を測定し、該計測に基づき燃料量を算出すると共に、空燃比センサで実空燃比を計測して適正な空燃比になるよう前記燃料量を補正制御することによって、前記問題を回避して、エンジン性能を向上させることができる。

【0014】

【発明の実施の形態】以下、本発明のエンジン制御装置の一実施形態を添付図面にに基づき詳細に説明する。図1は、本実施形態のエンジン1の制御システムの全体構成を示したものである。図1において、エンジン1は、吸気バルブ2、排気バルブ3、シリンダ1b内を往復運動するピストン4、及び、燃料噴射弁5とを備えたガソリンエンジンとして示されているが、ディーゼル等の他のエンジンにも適用できる。前記エンジン1に吸入される空気は、エアクリーナ6、から取り入れられ、空気量センサー7、圧縮機8、吸気管9、サージング10、分岐管11、及び、吸気バルブ2を通過してエンジン1の燃焼室1aに供給される。

【0015】前記エンジン1の燃焼室1aからの排気ガスは、排気バルブ3、排気管12、排気タービン13、触媒コンバーター14を通過して大気へ排出される。マイクロプロセッサを備えたコントロールユニット15には、クランク角センサー16、空気量センサー7、空気圧力センサー17、吸気温度センサー18、燃焼室内圧力センサー26等の信号が入力される。前記ユニット15からは、吸気バルブ2の出力制御信号19、排気バルブ3の出力制御信号20、燃料噴射弁5の出力制御信号21が出力される。

【0016】前記吸気バルブ2と前記排気バルブ3とは、可変動弁機構としての電磁バルブを構成しており、例えば、排気バルブ3は、電磁ソレノイド22とそれと対抗するバネ24とを備え、前記電磁ソレノイド22に電流を通すと、前記バネ24に抗して電磁子23が磁力で吸引され、排気バルブ3の弁体3aが開かれる。電流を遮断すると、前記バネ24の力で、排気バルブ3の弁体3aが閉じられる。前記吸気バルブ2も前記排気バルブ3と同様に動作するものであるので、説明を省略する。可変動弁機構としては、ここで提示した、電磁ソレノイド式のほかに、他の方式も適用できる。

【0017】前記圧縮機8と前記排気タービン13とは、一体として作動して過給機30を構成するものであり、前記圧縮機8は、前記排気タービン13によって駆動され、前記エアクリーナ6からの空気を圧縮して吸気管9に圧送するものであり、排気管12の径を、一定すると、前記エンジン1の燃焼室1aから排出される排

気ガスの速度は、エンジン1の回転速度にほぼ比例する。したがって、エンジン1の回転数が低い、低速運転時には、排気タービン13の回転速度が低下し、タービン13によって駆動される前記圧縮機8は、十分な過給が行われず、必要とする吸入空気量を造ることができなくなる。

【0018】図2は、エンジン回転数に対する排気バルブ3のクランク角度から見た開時期を模式的に示したものであり、エンジン1の排気行程の下死点から上死点までの間で、エンジン回転速度が低いときは、排気バルブ3が開くのを遅らせるようにした状態を示している。これは、エンジン回転数が変動しても（低下しても）、排気ガスの排出速度を略一定にすることを狙ったもので、エンジン回転速度が3000rpmのときの排気ガスの速度に適合するように、排気タービン13が設計されているとき、エンジン回転速度1000rpmでは、排気行程の後半の3分の1の時期だけ排気バルブ3を開けば、前記3000rpmの時とほぼ同等の排気ガスの速度を確保することができることを意味している。

【0019】図2の如く、エンジン1の燃焼室1aからの排気ガスの速度は、エンジン回転数が低いときは、排気バルブ3の開時期を遅らせることによって高めることができるが、図3に示すように、排気ガスの速度は、高まるが、排気ガスの排出時間は短くなり、単位時間あたりの排気ガスの量も少ないので、排気タービン13への総出力は3000rpmの時の3分の1となる。しかし、該排気タービン13の回転速度は、排気ガスの速度に依存するので、慣性によって排気タービン13が回転し、性能低下が防止されて、高速回転を維持できる。

$$G = f(P, Ne) = V \cdot \Delta t \quad (式1)$$

但し、 V ：排気行程中の平均ガス速度

Δt ：排気バルブの開弁時間

排気バルブ3を通過する排気ガス量は、一定の運転状態では大きく変化しないが、排気バルブの開弁時間を代えれば、排気ガスの速度も変化させることができる。具体的には、排気バルブの開弁時間を短くすれば、排気ガスの速度を高くすることができ、排気タービン13の仕事量を増大することができる。

【0023】図6は、図2のエンジン回転数に対する排気バルブ3のクランク角度から見た開弁時期を、燃焼ガス量に基づき補正した状態を示したものである。エンジン1の回転数によって、一義的に決定される基準排気バルブ開弁時期（図の点線45）に対して、燃焼室1a内の圧力を用いて補正計算した燃焼ガス量を考慮すると、図6に示す斜線領域46（実線46aから実線46bの範囲内）となる。即ち、燃焼室内圧力（燃焼ガス量）は、エンジン1の回転数が同じでも、過給圧力の違いにより、異なる値となるので、前記基準排気バルブ開弁時期に対して補正を行う。具体的には、燃焼ガス量が少ない時には、前記基準排気バルブ開弁時期（点線45）よ

【0020】図4は、エンジン回転速度に基づき排気バルブ3の開弁時期を制御した時における、圧縮機8を遠心式とした場合の空気流量と圧力比に対する軸動力の関係を示したものである。回転速度が一定の状態、軸動力が低下する、即ち、排気タービン13の出力が低下すると、運転点は、P1からP2に変化する。これにより圧縮機8の効率は、80%から60%に低下し、空気流量も減少するが、圧力比は、比較的低下が少ない。即ち、回転数が1000rpmの時の過給圧は、ほぼ3000rpmの場合と同じで、十分な過給量を確保することができる。従来のように、排気バルブ3が排気行程中開いているときは、排気ガスの速度が小さく、排気タービン13の回転速度が低下し、したがって、圧縮機8の回転数も、圧力も低下し、十分な過給量を確保することができなかったものが改善されている。

【0021】図5は、エンジン1の運転状態、即ち、燃焼室内圧力（燃焼ガス量）とエンジン回転数との関係を示したものである。ここで、エンジン1の運転状態を示す物理量としては、燃焼ガス量 G を用いている。燃焼ガス量 G は、エンジン回転数 Ne と燃焼室内圧力 P との関数として表される。図5中の曲線40、41、42、43は、それぞれ燃焼ガス量の等しい領域を結んだものである。従って、エンジン回転数 Ne と燃焼室内圧力 P とを測定することで、排気バルブ3を通過する燃焼ガス量を計算できる。即ち、燃焼ガス量 G は、次の式（1）で算出できる。

【0022】

【数1】

り更に開弁時期を遅らせ、反対に燃焼ガス量が多いときには、前記基準排気バルブ開弁時期（点線45）より開弁時期を早く設定する。

【0024】図7は、排気バルブ3の開弁時期を決定する制御フローチャートである。フローをスタートすると、ステップ51で、クランク角センサー16からの信号に基づいて、エンジン回転数を算出してステップ52に進む。ステップ52で、前記算出したエンジン回転数に基づき基準排気バルブ開弁時期を演算する。一方、前記スタート同時に、ステップ53で、前記燃焼室の圧力センサー26からの信号に基づいて、燃焼室の圧力を演算してステップ54に進む。ステップ54では、前記算出した燃焼室圧力とエンジン回転数とから前記式

（1）から燃焼ガス量 G を演算する。ステップ55では、前記算出した基準排気バルブ開弁時期を前記算出した燃焼ガス量 G で補正して排気バルブ開弁時期修正量を演算して、ステップ56に進む。ステップ56では、空燃比センサー25の検出信号に基づき気筒間の空燃比を比較して、排気バルブ3の開弁時期を再修正して、ステップ57に進む。ステップ57では、前記排気バルブ開時期

修正量に基づき排気バルブ制御信号20を排気バルブ3の電磁ソレノイド22に出力して、該電磁ソレノイド22を励磁する。

【0025】 燃焼室内圧力を検出するための燃焼室圧力センサ26を備えていない場合の燃焼ガス量を推定する方法としては、代用として、吸気管内圧力センサ17の出力信号に基づき吸入空気量を推定すると共に、該推定吸入空気量と供給燃料量とから燃焼ガス量を推定することができる。図8は、燃料噴射制御のフローチャートを示したものである。まず、ステップ101では、空気量センサ7での検出信号に基づき、吸入空気量を算出してステップ102に進む。ステップ102では、吸気行程での空気量を積算してシリンダ充填空気量を算出する。ステップ103では、目標の空燃比を得るためにシリンダ充填空気量に見合う燃料噴射量を演算してステップ104に進む。ちなみに、燃料噴射量は、シリンダ充填空気量/目標空燃比で得られる。ステップ104では、排気管12に取り付けられた空燃比センサ25の信号を入力して、実際の空燃比が目標空燃比になるように、前記算出した燃料噴射量を補正する。ステップ105では、燃料噴射弁の作動指令を出力して実際の燃料噴射を実行する。

【0026】 図9は、別の燃料噴射制御のフローチャートを示したものである。ステップ110では、圧力センサ108の測定信号に基づき、吸気管圧力を算出してステップ111に進む。ステップ111では、前記吸気管圧力に基づきシリンダ充填空気量を計算する。充填空気量は、前記吸気管圧力以外に、シリンダ容積、吸気管の温度、充填効率を考慮して算出する。前記充填効率は、予め、実験で求めてコントロールユニット15の記憶装置に記憶して置く。その後のステップ112～114は、図8のフローチャートのステップ103～105の場合と同じである。

【0027】 図10は、エンジン1の稼働行程中における吸気バルブと排気バルブとの開閉時期を示したものである。吸気行程に吸気バルブ2のソレノイドに電流が印加され、吸気バルブ2が開かれる。排気行程に排気バルブ3のソレノイド22に電流が印加され、排気バルブ3が開かれる。エンジン1の回転速度が低いときは、図10の点線のように、排気バルブ3の開弁時期を遅らせると共に、吸気バルブ2の開弁時期も点線のように遅らせ、有効圧縮比を下げ、ノックを防止することもできる。

【0028】 前記排気バルブ3の開弁時期を遅らせることによって、燃焼ガス（排気ガス）は、膨張後、再度圧縮され、圧縮仕事で、エンジンの出力が低下するが、排気管12への排出時に排気ガスの速度が高められることで、速度エネルギーに変換され、該エネルギーが排気タービン13で回収されて、圧縮機8の出力を高めて吸入空気の過給量を増大させる。該過給量の増大は結果とし

て、エンジンの出力を増大させるので、前記エンジンの出力が低下したことが、補償される。

【0029】 エンジン1の回転数が3000rpm以上の時は、排気ガスの量が多すぎ、過給圧力が高くなりすぎるので、排気ガスを排気タービン13を介さずにバイパスして排出させるようにすると良い。また、本実施形態のエンジン1が多気筒の構成のものにおいては、排気バルブ3の開弁時間が各気筒ごとに異なると、各シリンダ内の残留ガスの量が変化することで、シリンダ充填吸気量に影響を及ぼし、吸気量が各気筒毎に変動する。この変動は、空燃比の変動、即ち、エンジン1のトルクの変動をもたらす。この不具合を回避するために、本実施形態では、図7のフローチャートのステップ56で、空燃比センサ25の信号を取り込み、各気筒毎の空燃比の変動を把握し、これから、排気バルブ3の動作を診断する。これにより、特定気筒の空燃比が他の気筒に比べ、大きいときは、空気量を減らすように排気バルブ3の開時間を制御する。定常運転時に於いては、前の気筒の空気量と、次の気筒の空気量を比較して、排気バルブ3の動作を診断することができる。このようにして、気筒間の変動を解消することによって、排気タービン13の動作が円滑になり、少ない排気ガス量で、十分な過給量を確保することができる。

【0030】 修正動作としては、空気量に応じて、燃料量を修正するか、燃料量に応じて、排気バルブ3の開時間、あるいは、スロットルバルブの流路断面積を加減し、または、吸気バルブ2の開時間を加減し、空気量を制御することもできる。低速時には、排気バルブ3の開時間を短縮する可変動弁機構、例えば、排気バルブ3を駆動する電磁ソレノイド22の電流を、エンジン1のクランク角に応じて流し、排気バルブ3の開時間をエンジン1の回転速度に応じて制御することによって適正な過給量を得ることができる。排気バルブ3の排気量は、該排気バルブの開時間が同じでも、排気ガスの温度、空気量、空燃比によって変化するので、空気量を、時々刻々に測定し、これを基にして、燃料量を制御することによって、高性能なエンジン性能を引き出すことができる。

【0031】 過給機付エンジンにおいて、吸入空気量を計測して、燃料噴射量を制御することは、公知であり、かつ、可変動弁付きエンジンにおいて、吸入空気量を計測して、燃料噴射量を制御することも公知であり、かつ、排気バルブの開閉時間を制御して吸入空気量を制御することも、2ストロークエンジンの分野では公知のことであるが、本実施形態は、気筒毎の吸入空気量、もしくは空燃比の変化から、各気筒ごとの動作の変動を把握し、修正動作を講じることによって、吸入空気量の不必要な変動の防止、あるいは、吸入空気量に応じた燃料噴射量を供給することによって、少ない排気ガス量で、十分な吸入空気の過給量を確保し、エンジン1の性能を高

めることができる。

【0032】また、本実施形態においては、燃焼室内圧力（燃焼ガス量）が、エンジン1の回転数が同じでも、過給圧力の違いにより、異なる値となることに着目し、エンジン回転数によって設定した基準排気バルブ開弁時期を前記燃焼室内圧力（燃焼ガス量）の変動に基づき補正を行うこととした。即ち、燃焼ガス量が少ない時は、前記基準排気バルブ開弁時期より開弁時期を遅らせ、反対に燃焼ガス量が多いときは、前記基準排気バルブ開弁時期より開弁時期を早く設定することによって、排気管12に導かれる排気ガスの速度エネルギーを増加させて、排気タービン13を効率良く回転させることができる。

【0033】以上、本発明のエンジンの制御装置の一実施形態について詳述したが、本発明は、前記実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された発明の精神を逸脱しない範囲で、設計において種々の変更ができるものである。例えば、前記実施形態においては、過給機30として排気タービン13と圧縮機8とを用いた例を示したが、過給機30として、図11に示すような、排気ガスの圧力波を利用した過給機（コンプレックス過給機）30を用いた第二の実施形態とすることもできる。

【0034】該過給機30は、溝付回転ロータ36を備え、該溝付ロータ36は、エンジン1のクランク軸に運動連結されている回転軸31によっても駆動される。エンジン1から排出された排気ガスは、第一排気管12aを介して前記ロータ30に設けられた入口ポート32からロータ36内のセル36a、…に流入し、出口ポート33から第二排気管12bに排出される。また、エアクリーナ6からの吸入空気は、第一吸気管9aを介して前記ロータ36の入口ポート35から該ロータ36内のセル36a、…に流入し、出口ポート34から第二吸気管9bに排出されてエンジン1の燃焼室1aに導かれる。

【0035】図12は、前記過給機30の過給状態を示したものであり、ロータ36への排気ガス側の前記入口ポート32と吸入空気側の前記入口ポート35とは、前記ロータ36への開口位置と開口幅とを異にしていると共に、前記出口ポート33と前記ポート34も前記ロータ36への開口位置と開口幅とを異にしている。該開口位置と開口幅が異なることによって、前記排気ガスと吸入空気とのロータ36への流入時期と流出時期とを調節して前記吸入空気の過給を行うように構成されている。

【0036】前記入口ポート32から流入した排気ガスは、多数配置されたセル36a、36b、36c…の中に入って行くが、ロータ36は回転しているために前記セル36a、36b、36c…が前記入口ポート32に開口している時間に相当する量の排気ガスしか該セル36a、36b、36c…に流入しない。一方、入

口ポート35は、第一吸気管9aと連結されていて、同様に、前記セル36a、36b、36c…が前記入口ポート35に開口している時間に相当する量の吸入空気を該セル36a、36b、36c…内に流入させる。したがって、例えば、一つのセル36a内には、排気ガスと吸入空気とが混在していることになるが、セル36a内は十分に狭いので、短時間では両者は、混ざることがない。

【0037】図12のセル36bとセル36cとは、セル36aに対して前記ロータの回転方向側に進んでいる位置を示しており、図12から理解されるように、セル36bにおいては、両端が閉じられた状態で排気ガスによって吸入空気が圧縮されており、排気ガスのエネルギーが吸入空気とに与えられ、吸入空気の圧力を高めている。セル36c内の圧力が高められた空気は、前記出口ポート34から第二吸気管9bに排出されてエンジン1に導かれると共に、前記セル36c内の排気ガスは、出口ポート33から第二排気管12bに排出され、触媒コンバータ14を介して大気へ放出される。

【0038】この第二の実施形態の過給機30は、排気バルブの開弁時期を制御する制御装置と組み合わせることにより、エンジン1から排出される排気ガスを、その速度を高めた状態で前記過給機30に供給でき、かつ、速度の高まった排気ガスは、体積の小さいセル36a、36b、36c…内に供給されると、動圧が高まり、それにより従来よりも高い過給圧力を得ることができる。

【0039】

【発明の効果】以上に記載から理解されるように、本発明のエンジン制御装置は、排気ガスのエネルギーを利用した過給機付エンジンの低速時の出力を向上させることができ、過給空気量に適合した燃料量を噴射してエンジンの性能を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態の過給機付エンジンの制御システムの全体構成図。

【図2】図1のエンジンのエンジン回転数と排気バルブの開弁時期との関係を示す図。

【図3】図1のエンジンの排気行程中の排気ガス速度を示す図。

【図4】図1のエンジンの遠心式圧縮機を使用した場合の空気流量と圧力比、軸動力の関係を示す図。

【図5】図1のエンジンのエンジン回転数と燃焼室内圧力（燃焼ガス量）との関係を示す図。

【図6】図1のエンジンの燃焼ガス量を加味したエンジン回転数と排気バルブの開弁時期との関係を示す図。

【図7】図1のエンジンの制御装置の排気バルブの開弁時期の制御フローチャート。

【図8】図1のエンジンの制御装置の燃料噴射の制御フローチャート。

【図9】図1のエンジンの制御装置の燃料噴射の他の制御フローチャート。

【図10】図1のエンジンの吸気バルブと排気バルブとの開閉作動を示す図。

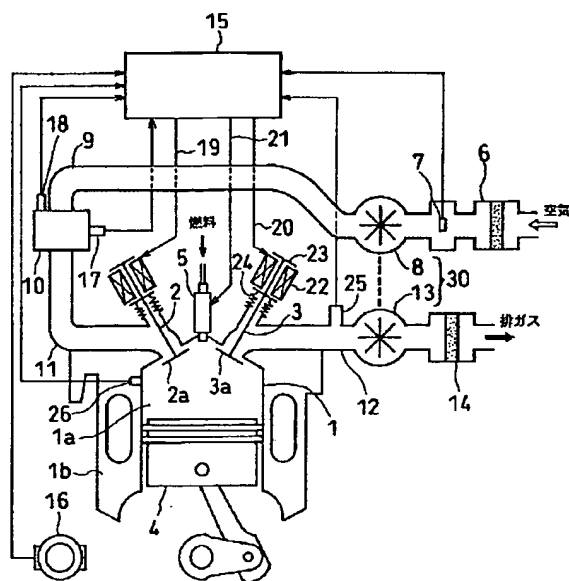
【図11】本発明の他の実施形態の過給機を示す図。

【図12】図11の過給機の作動説明図。

【符号の説明】

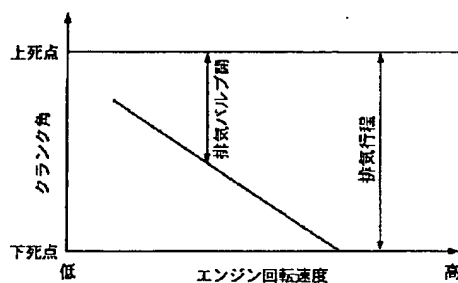
1…エンジン、2…吸気バルブ、3…排気バルブ、4…ピストン、5…燃料噴射弁、7…空気量センサ、8…圧縮機、13…排気タービン、14…触媒コンバータ、15…コントロールユニット、16…クランク角センサ、17…大気圧センサ、18…吸気温度センサ、25…空燃比センサ、30…過給機

【図1】

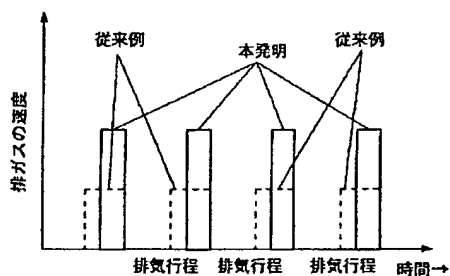


【図3】

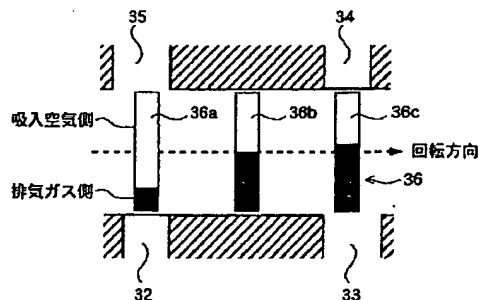
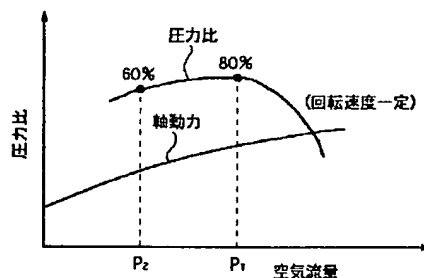
【図2】



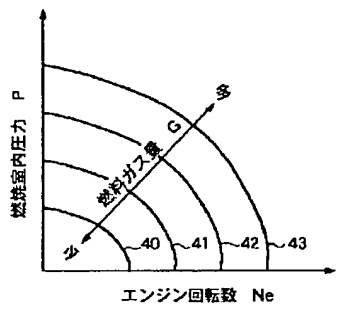
【図4】



【図12】



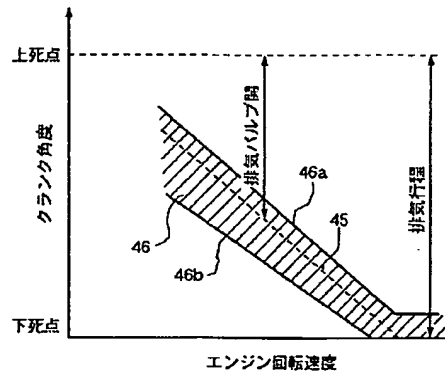
【図5】



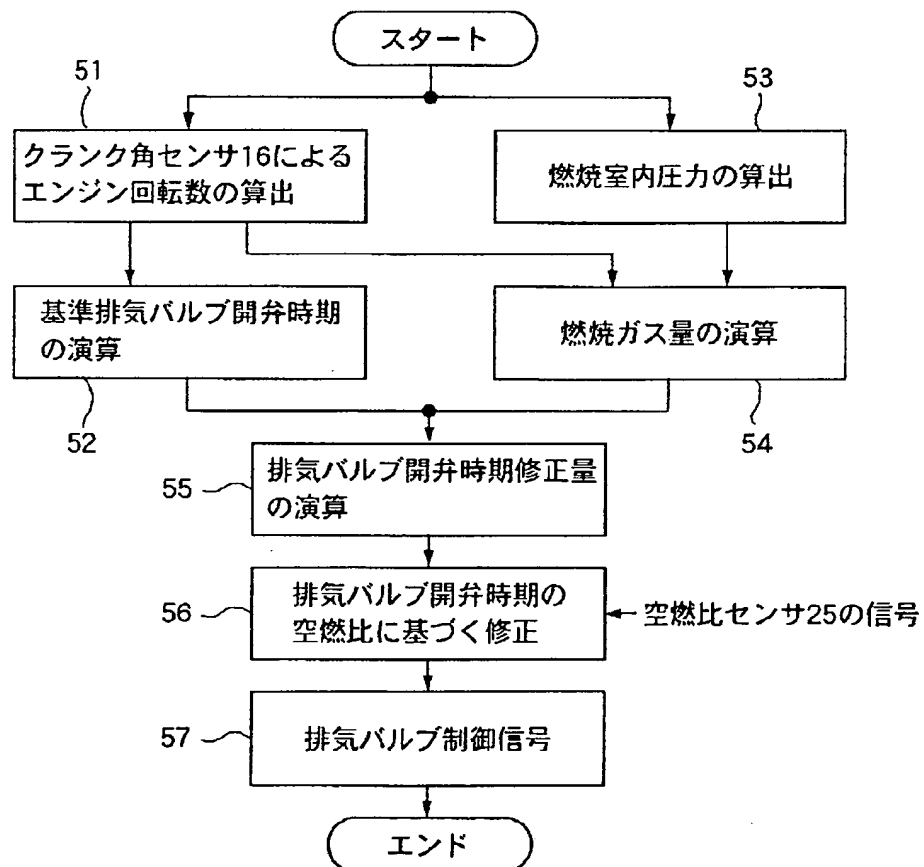
$$G = f(P, Ne) = \bar{V} \cdot \Delta t \quad (1)$$

(但し、 \bar{V} : 排気行程中の平均ガス速度
 Δt : 排気バルブ開弁時間)

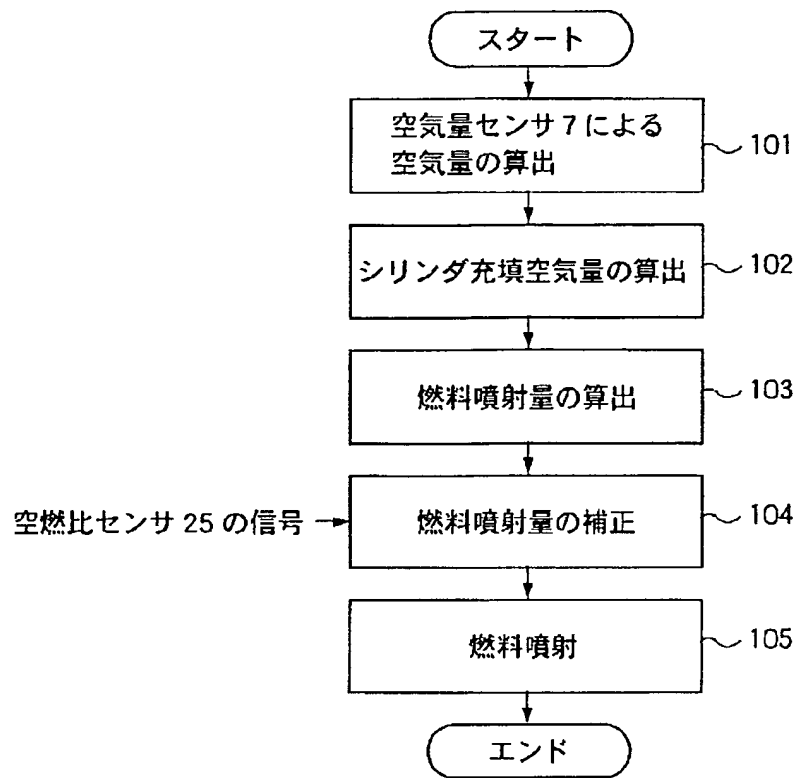
【図6】



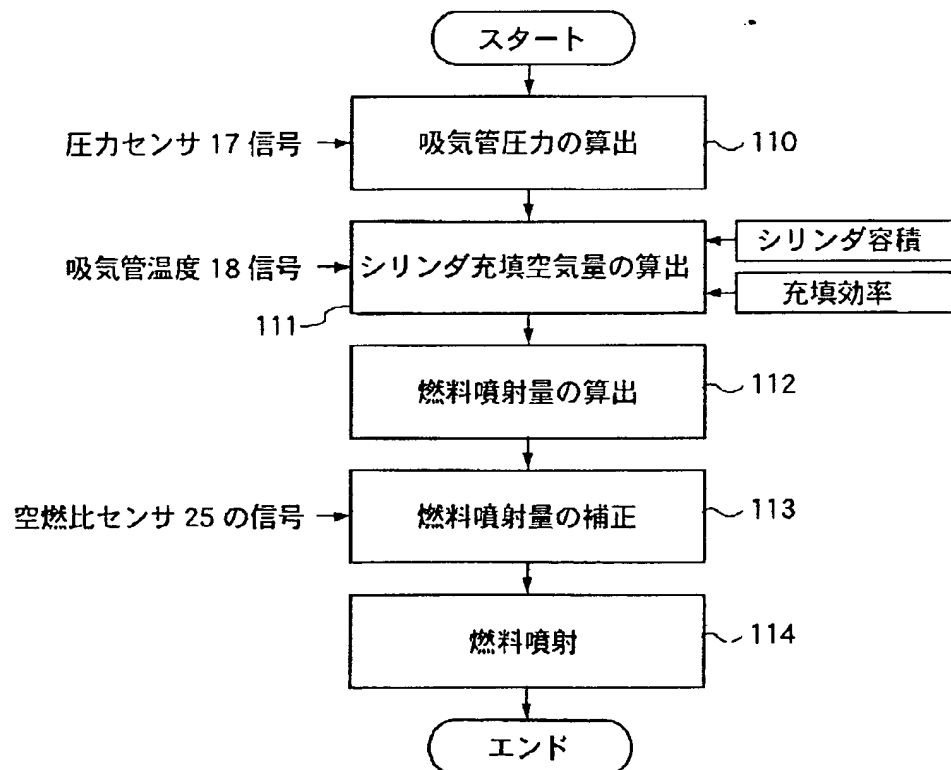
【図7】



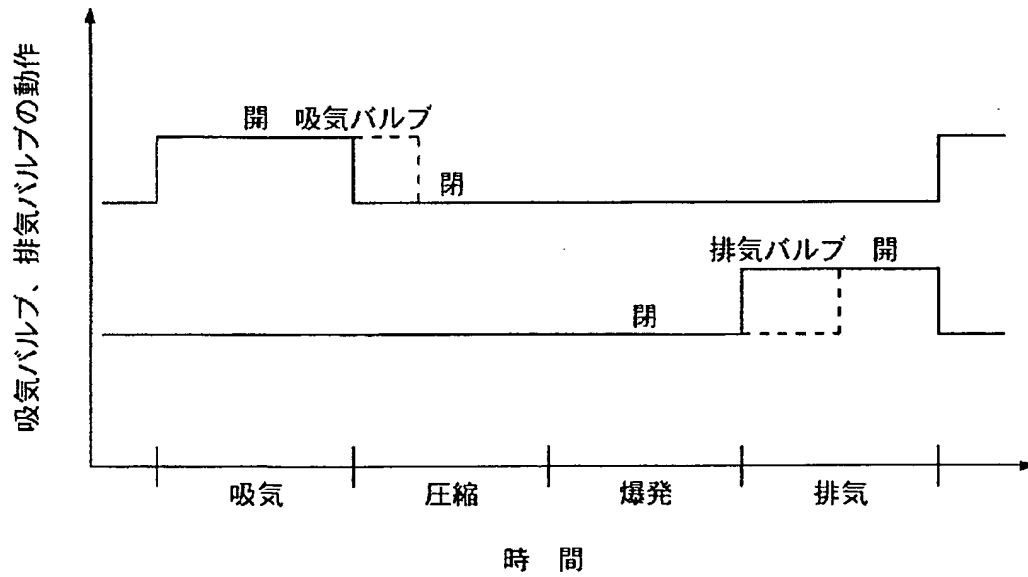
【図8】



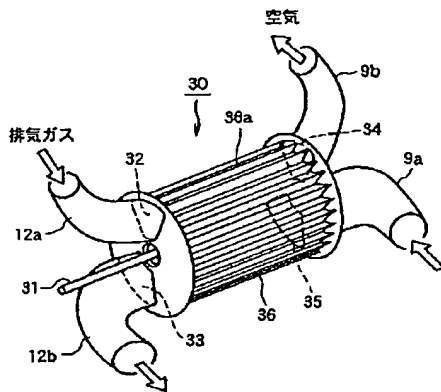
【図9】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. ⁶

F 0 2 D 41/04
41/34

識別記号

3 2 0

F I

F 0 2 D 41/04 3 2 0
41/34 P

(72) 発明者 野木 利治

茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株
式会社日立製作所日立研究所内

(72) 発明者 中山 容子

茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株
式会社日立製作所日立研究所内

(72) 発明者 大山 宜茂

茨城県ひたちなか市高場2477番地 株式会
社日立カーエンジニアリング内